

ANALISIS TEGANGAN PADA BELOKAN PIPA *HOT LEG* SISTEM PRIMER PWR MENGGUNAKAN PRINSIP MEKANIKA TEKNIK

Abdul Hafid

Pusat Teknologi Reaktor dan Keselamatan Nuklir

ABSTRAK

ANALISIS TEGANGAN PADA BELOKAN PIPA *HOT LEG* SISTEM PRIMER PWR MENGGUNAKAN PRINSIP MEKANIKA TEKNIK. Analisis tegangan pipa merupakan metoda yang tepat untuk memberikan jaminan bahwa sistem pipa instalasi dapat bekerja aman. Tujuan dilakukannya analisis tegangan adalah untuk memastikan bahwa beban-beban yang bekerja tidak melebihi batas tegangan maksimal seperti yang diatur oleh *code* dan standar khususnya pada daerah belokan pipa *hot leg*. Sebagai akibat dari pembelokan arah aliran air pendingin primer di belokan pipa maka aliran air terbagi yang menyebabkan terjadinya pusaran air, kavitasi dan getaran. Hal ini mengakibatkan tegangan yang ditahan oleh pipa pada daerah belokan besar. Setelah dilakukan analisis dan perhitungan diperoleh bahwa besar tegangan akibat aliran air tanpa efek termal mencapai 86 MPa dalam arah *tangensial* sedangkan jika efek termal diberikan dengan temperatur lebih dari 321⁰ C diperoleh nilai tegangan maksimum hingga 175,8 MPa. Dari hasil perbandingan perhitungan syarat batas yang diperoleh menunjukkan bahwa pipa *hot leg* dengan sudut belok 51⁰ adalah sangat aman untuk dioperasikan.

Kata Kunci : analisis tegangan, *hot leg*, belokan perpipaan, mekanika teknik.

ABSTRACT

STRESS ANALYSIS OF HOT LEG PIPE ELBOW IN THE PRIMARY SYSTEMS OF PWR USING THE PRINCIPLE OF MECHANICS. Pipe stress analysis is an the appropriate method to ensure that the plumbing system of the plant can work safely . The purpose of stress analysis is to ensure that the loads do not exceed the maximum stress limit as stipulated by the code and standards especially in the area of the hot leg pipe bends . As a result of the deflection of the primary cooling water flow in pipe bends divided the flow of water that caused the whirlpool , cavitation and vibration . This results in a stress being held by a large pipe on the bend area . After the analysis and calculation of the stress that is obtained as a result of water flow without thermal effects reached 86 MPa in the tangential direction , while if the temperature of the thermal effect is given to more than 321⁰ C obtained maximum voltage of up to 175.8 MPa . From the comparison of the calculation results obtained by the boundary conditions shows that the hot leg pipe with a turn angle of 51⁰ is very safe to operate.

Keywords : stress analysis, *hot leg*, pipe bend, engineering mechanic.

PENDAHULUAN

Rencana strategi PTRKN 2010 – 2014 bertujuan untuk menguasai teknologi keselamatan reaktor nuklir dengan cara antara lain melalui evaluasi desain teknis⁽¹⁾. Salah satu bentuk teknik penguasaan dengan evaluasi desain adalah melakukan analisis tegangan perpipaan sistem primer reaktor daya PWR.

Setiap instalasi nuklir diharapkan dapat beroperasi dengan aman oleh karena itu maka perlu dilakukan perhitungan dan analisis tegangan. Salah satu bagian yang perlu dilakukan analisis adalah pada belokan pipa *hot leg*. Sebagai penyalur air pendingin primer maka pipa *hot leg* harus dapat dipastikan beroperasi dengan aman.

Tujuan dari analisis tegangan pada belokan perpipaan sistem primer PWR adalah untuk mengetahui reaksi gaya-gaya mekanis yang terjadi pada belokan pipa *hot leg* yang menimbulkan terjadinya tegangan dimana tegangan tersebut tidak melebihi batas tegangan maksimal sebagaimana diatur berdasarkan *code* dan standar ASME.

Pada PLTN jenis PWR AP1000 untuk setiap *steam generator* hanya ada satu pipa *hot leg* yang mengalirkan air bertekanan tinggi dengan temperatur tinggi dari *reactor vessel* ke *steam generator*. Pipa *hot leg* membentang lurus dengan panjang 2,85 m dari *pressure vessel* kemudian berbelok arah membentuk sudut 51^0 menuju *steam generator*. Akibat adanya belokan pipa maka aliran air akan terbagi sehingga menimbulkan pusaran fluida (*vortex*), kavitasi dan getaran yang berakibat terjadinya kerugian energi serta penurunan tekanan dan konsentrasi tekanan pada satu titik di dinding pipa.

Efek lain belokan adalah terjadinya penurunan tekanan (*pressure drop*) yang lebih besar terhadap aliran fluida dibanding pipa lurus⁽²⁾. Pada penelitian ini analisis yang dilakukan dengan menghitung besar konsentrasi tekanan pada dinding pipa akibat aliran air yang menumbuk dinding pipa. Untuk dapat mencapai tujuan analisis tersebut di atas digunakan metode analisis berdasarkan kajian literatur dengan menggunakan prinsip mekanika teknik, yaitu persamaan-persamaan mekanika, seperti kesetimbangan partikel, hukum Newton dan

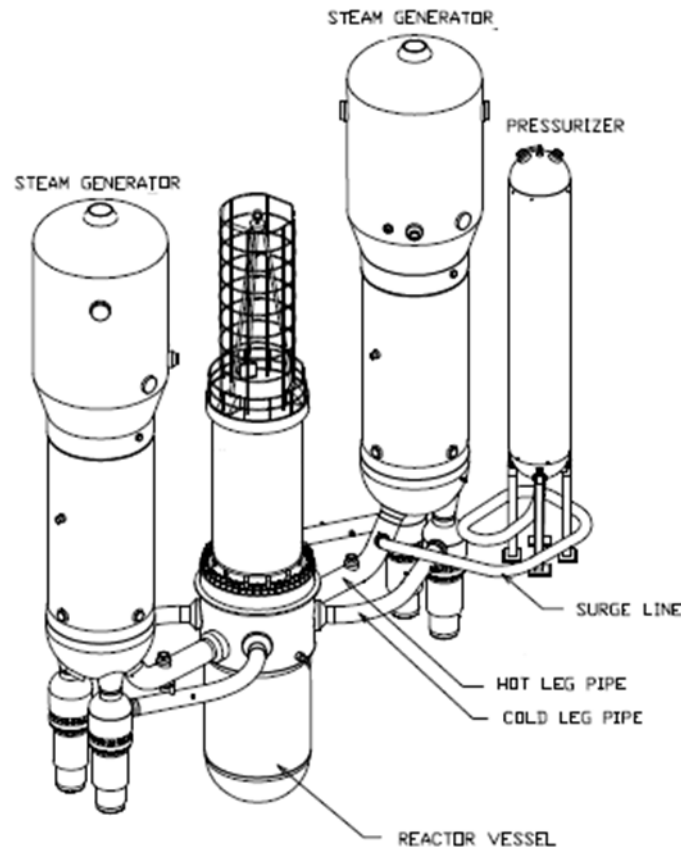
persamaan-persamaan tegangan. Untuk analisis perhitungan pemeriksaan batas tegangan maksimum yang diizinkan maka digunakan persamaan-persamaan pragmatis berdasar pada standar ASME *code section III*.

TEORI

Pipa *hot leg* pada sistem primer instalasi pembangkit listrik reaktor daya nuklir PWR AP1000 adalah pipa yang berfungsi untuk mengalirkan air dengan temperatur (T) dan tekanan (P) tinggi dari *reactor vessel* ke *steam generator*. Pada sistem perpipaan primer reaktor daya nuklir AP1000 jenis dua loop, pipa *hot leg* ada dua dengan tata letak seperti ditunjukkan pada Gambar 1.

Gaya-Gaya Reaksi Pada Belokan Pipa

Pada saat air bertekanan dan temperatur tinggi menabrak dinding belokan pipa *hot leg* maka terjadi tumbukan yang menyebabkan perubahan gaya (δF) yang terjadi setiap waktu. Perubahan tersebut adalah sama dengan perubahan massa (δm) dan kecepatan air yang mengalir atau perubahan impulsnya sama dengan perubahan momentum yang terjadi. Pada saat air bergerak dalam belokan pipa akan muncul gaya sentrifugal yang bekerja pada partikel-partikel air. Gaya sentrifugal yang terjadi sebanding dengan kuadrat kecepatan (u) air. Akibatnya kecepatan air tidak seragam dalam hal ini makin besar pada bagian tengah dan makin kecil pada dekat dinding pipa. Hal ini menyebabkan timbulnya *vortex* atau *swirl* yang menyebabkan air berputar sehingga terjadi aliran sekunder⁽⁴⁾.



Gambar 1. Letak pipa *hot leg* pada sistem pendingin reaktor AP1000⁽³⁾

Bila percepatan (a) gerak air dalam segala arah dinyatakan dalam bentuk sumbu x , y dan z dimana x adalah sejajar dengan sumbu pipa lurus dan y adalah tegak lurus sumbu x ke atas maka persamaan gerak untuk aliran air bertekanan di dalam pipa dapat menggunakan persamaan Newton II yang dituliskan⁽⁴⁾ :

$$\begin{aligned}\delta F_x &= \delta m a_x & \delta F_y &= \delta m a_y \\ \delta F_z &= \delta m a_z\end{aligned}\quad (1)$$

Oleh karena analisis yang dilakukan pada belokan pipa dalam penelitian ini merupakan analisis dua dimensi dimana reaksi gaya arah sumbu z adalah nol maka reaksi gaya-gaya yang terjadi seperti pada Gambar 2.

Massa jenis air berubah akibat temperatur dan tekanan yang terjadi padanya. Sehingga massa (m) dapat diubah menjadi perkalian antara massa jenis (ρ) dengan luas penampang pipa (A), yaitu:

$$m = \rho A u \quad (2)$$

Gaya reaksi dinyatakan dengan R dan sudut belokan pipa dinyatakan dengan θ maka gaya-gaya reaksi yang terjadi pada belokan pipa dapat dianalisis seperti pada Gambar 2 dan dihitung dengan persamaan-persamaan berikut, dalam arah sumbu x :

$$R_x = m u (1 - \cos \theta) \quad (3)$$

Jika Persamaan 2 dimasukkan ke Persamaan 3, maka:

$$R_x = \rho \pi \left(\frac{D_{in}}{2} \right)^2 u^2 (1 - \cos \theta) \quad (4)$$

$$R_y = \rho \pi \left(\frac{D_{in}}{2} \right)^2 u^2 \sin \theta \quad (6)$$

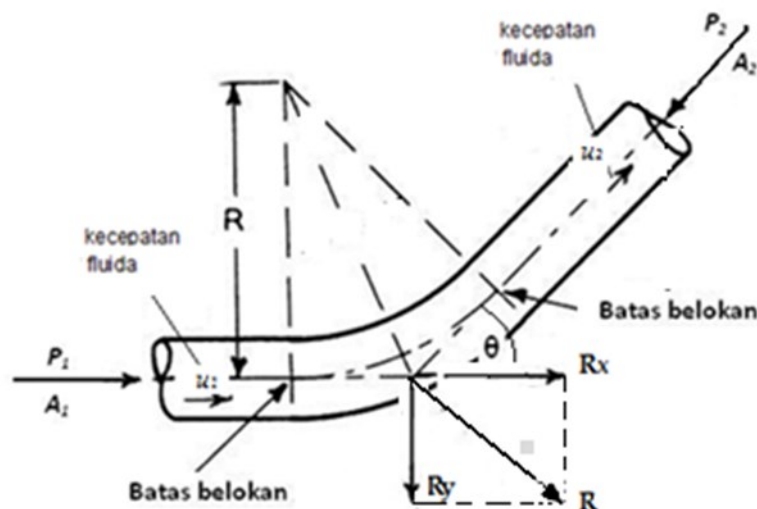
Selanjutnya, dalam arah y:

$$R_y = m u \sin \theta \quad (5)$$

Seperti pada persamaan sebelumnya maka Persamaan 2 ke 5, menjadi:

Resultan gaya yang terjadi pada belokan pipa adalah:

$$R = \sqrt{(R_x^2 + R_y^2)} \quad (7)$$



Gambar 2. Reaksi gaya-gaya pada belokan pipa

Teori Tegangan Pada Pipa Panas

Tegangan pada pipa bagian terbesarnya akibat beban gravitasi. Tegangan akibat gravitasi sebagai akibat berat sendiri dan berat komponen lain yang terletak pada pipa seperti katup, isolator, dan sebagainya. Ada dua jenis tegangan akibat beban gravitasi yaitu tegangan normal dan tegangan geser. Berdasarkan posisi gaya yang bekerja pada pipa maka tegangan normal pada pipa dibedakan atas tiga, yaitu tegangan longitudinal, tegangan *hoop* atau disebut juga tegangan tangensial yaitu tegangan yang searah dengan garis singgung penampang pipa dan tegangan radial. Selanjutnya tegangan

geser pada pipa juga ada dua, yaitu tegangan puntir dan tegangan geser akibat gaya geser.

Tegangan longitudinal (σ_L) pada pipa adalah tegangan yang searah dengan panjang pipa dan merupakan jumlah dari nilai tegangan aksial (σ_{ax}), tegangan tekuk (σ_b) dan tegangan longitudinal tekan (σ_{LP}), dinyatakan dengan Persamaan 8.

$$\sigma_L = \sigma_{ax} + \sigma_b + \sigma_{LP} \quad (8)$$

Jika pipa lurus dalam arah x maka tegangan aksial adalah berbanding lurus dengan gaya aksial pada pipa (F_{ax}) dan berbanding terbalik dengan luas penampang pipa (A). Arah dan bentuk tegangan longitudinal dan tegangan

hoop seperti pada Gambar 3.

Dari Gambar 2, bila P adalah tekanan yang dalam hubungan ini adalah sama dengan nilai rata-rata tegangan normal bidang yang bernilai negatif maka dinyatakan sebagai:

$$p = -\frac{1}{3}(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \quad (9)$$

Berdasar pada Gambar 2, besar tegangan aksial pipa dapat dihitung dan diperoleh dari kesetimbangan gaya-gaya. Dalam hal ini gaya internal diberikan oleh tekanan internal terhadap luas penampang pipa internal, gaya eksternal berasal dari tekanan luar terhadap luas penampang pipa bagian luar dan tegangan aksial diperoleh dari besar tekanan dalam dan luar pipa terhadap dinding pipa luar dan dalam. Dengan menggunakan metode kesetimbangan partikel diperoleh besar tegangan aksial dengan menggunakan Persamaan 10.

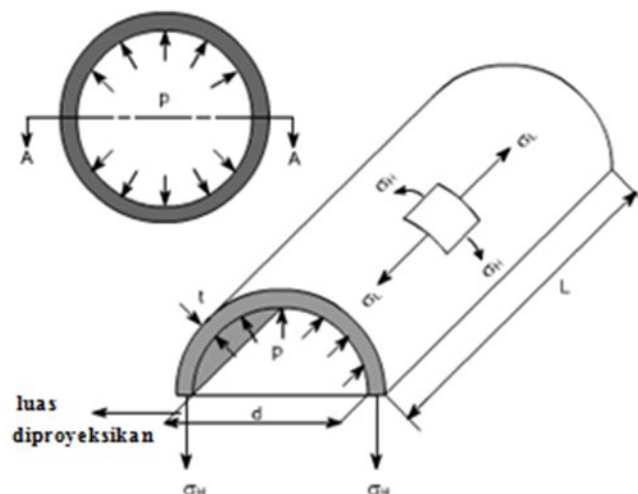
$$\sigma_{ax} = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (10)$$

Tegangan tekuk adalah tegangan akibat momen (M) yang terjadi pada ujung pipa. Tegangan tekuk berbanding lurus dengan momen dan jarak sumbu pipa ke permukaan pipa (c) dan berbanding terbalik momen inersia penampang pipa (I). Bentuk dan arah tegangan aksial seperti pada Gambar 4.

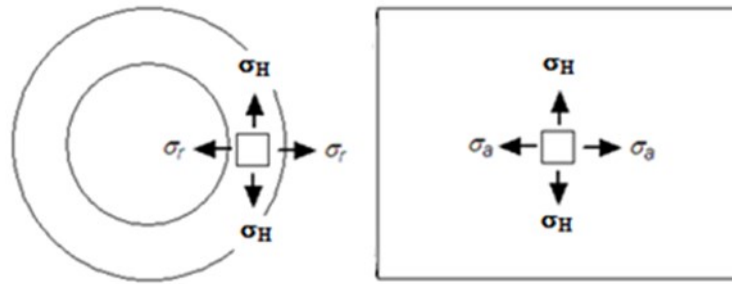
Tegangan tangensial (s_H) adalah tegangan yang terjadi akibat tekanan di dalam pipa yang bekerja secara tangensial dan nilainya tergantung tebal dinding pipa. Tegangan tangensial dapat dihitung dengan persamaan:

$$\sigma_H = \frac{P d_i}{2t} \quad (11)$$

Tegangan radial (s_{rad}) merupakan tegangan yang terjadi pada dinding pipa yang nilainya variatif dan mencapai nilai maksimum pada permukaan dalam pipa dan minimum pada permukaan luarnya. Bentuk dan arah tegangan radial seperti pada Gambar 2 dan dapat dihitung dengan Persamaan 10.



Gambar 3. Bentuk dan arah tegangan longitudinal dan tegangan tangensial (*hoop*)⁽⁵⁾.



Gambar 4. Tegangan aksial, tegangan radial dan tegangan tangensial (*hoop*)⁽⁶⁾

$$\sigma_{rad} = \frac{P(r_i^2 + \frac{r_i^2 r_o^2}{r^2})}{(r_o^2 - r_i^2)} \quad (12)$$

Pipa *hot leg* AP1000 berfungsi sebagai alat transportasi panas dari *reactor vessel* ke *steam generator*. Hal ini menyebabkan adanya perubahan temperatur yang cukup besar pada dinding pipa. Saat panas maka pipa akan mengembang dan saat dingin akan terjadi kontraksi pada dinding pipa. Peristiwa ini mengakibatkan terjadinya regangan pada dinding pipa yang diakibatkan oleh panas yang berasal dari fluida. Besar regangan (ε) termal yang terjadi dapat dihitung dengan Persamaan 13:

$$\varepsilon = \alpha \Delta t \quad (13)$$

dimana α adalah koefisien termal material dan Δt adalah perubahan temperatur. Bila besar regangan yang terjadi dikali dengan modulus elastis (E) dari material maka nilai yang diperoleh merupakan nilai tegangan (s) yang terjadi pada dinding pipa akibat termal, dinyatakan dalam bentuk Persamaan 14:

$$\sigma = \varepsilon E \quad (14)$$

Batasan Tegangan Berdasarkan ASME Code Section III⁽⁷⁾

Batasan standar yang digunakan untuk pipa *hot leg* mengacu pada ASME section III, division 1-NB. Kriteria umum desain dinyatakan dalam NB-3100 yang meliputi kondisi pembebanan NB-3111 dan beban desain NB-3112. Standar dimensi pipa berdasarkan table NB-3132-1 ASME section III yang merujuk pada ASME B36-10M-2000 untuk dimensi pipa. Kriteria analisis dan desain perpipaan dinyatakan pada NB-3630. Pada division NB-3652 menyatakan, batas intensitas tegangan primer terpenuhi jika syarat pada Persamaan 12 berikut terpenuhi, yaitu:

$$B_1 \frac{Pd_0}{2t} + B_2 \frac{d_0}{2I} M_i \leq 1,5S_m \quad (15)$$

dimana:

B_1, B_2 = indek tegangan utama untuk produk tertentu, untuk pipa dengan belokan diatur dalam NB-3683.7, yaitu:

$$B_1 = -0,1 + 0,4 h \text{ tidak boleh } < 0 \text{ atau } > 0,5$$

$$B_2 = \frac{1,30}{h^{2/3}} < 1,0$$

P = Tekanan desain (MPa)
 d_o = Diameter pipa bagian luar (mm)
 Mt = Momen dari kombinasi beban mekanik pada ujung-ujung pipa (N-mm)
 I = Momen inersia pipa (mm⁴)
 t = Tebal pipa (mm)
 S_m = Nilai intensitas tegangan desain yang diizinkan (MPa) diperoleh dari ASME CODE section II part D table 2A⁽⁸⁾

METODOLOGI

Analisis tegangan pipa *hot leg* ini dilakukan dengan menggunakan metode prinsip mekanika

teknik. Hal ini dimulai dari perolehan data hasil kajian. Hasil telusur data diperoleh bahwa material pipa *hot leg* AP1000 adalah *Stainless Steel* (SS) jenis SA376-TP316LN dengan dimensi dan kondisi operasi seperti Tabel 1. Berdasarkan data pada Tabel 1 maka dapat dihitung besar jari-jari pipa, tebal pipa, luas penampang pipa, momen inersia, berat pipa dan berat fluida. Hasil perhitungan data Tabel 1 seperti ditunjukkan pada Tabel 2. Hasil pengolahan data pada Tabel 2 merupakan hasil pengolahan data yang akan digunakan untuk analisis gaya, tegangan dan batas aman desain.

Tabel 1. Data pipa *hot leg* AP1000 dan fluida alir di dalam pipa⁽³⁾

Jenis material pipa	SA376-TP316LN
Berat jenis (ρ_{pipe})	8100 kg/m ³
Diameter dalam (D_{in})	31 in (0,7874 m)
Diameter luar (D_{out})	37,5 in (0,9525 m)
Tegangan <i>Yield</i> (s_y)	205 MPa
Modulus elastisitas (E) pada temp. ruang	193 GPa
Fluida alir dalam pipa	Air dengan temperatur dan tekanan tinggi
Temperatur fluida	321 °C
Tekanan fluida (P)	15,6 MPa
Massa jenis air pada tekanan dan temperatur (316°C dan 15,6 MPa) (ρ_{fluid})	10,89 kg/m ³
Koefisien termal ekspansi SA376-TP316LN (α) pada 343°C	1,78 x 10 ⁻⁵ (m/m/°C)
Modulus elastisitas ($E_{343°C}$) pada 343°C	173 GPa

Tabel 2. Beban-beban tetap pada *hot leg*

Jari – jari pipa bagian dalam (r_{in})	393,7 mm
Jari – jari pipa bagian luar (r_{out})	476,25 mm
Tebal pipa	82,55 mm
Luas penampang pipa efektif (A_m)	0,0214 m ²
Luas penampang pipa bagian dalam (A_{in})	0,4877 m ²
Berat pipa per satuan panjang	174 kg/m
Berat fluida penuh per satuan panjang	5,31 kg/m
Momen inersia (I)	0,0215 m ⁴

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pipa *hot leg* terpasang lurus dari tanki reaktor bertekanan (*reactor vessel*) hingga jarak sekitar 3,033 meter. Selanjutnya dengan jari-jari kelengkungan sekitar 1,43 meter pipa dibelokkan ke atas hingga membentuk sudut belok 51° . Air dengan temperatur 321°C dan tekanan 15,6 MPa mula-mula mengalir pada pipa lurus. Dengan Persamaan 1 hingga 7 dan dengan prinsip kesetimbangan gaya berdasarkan Gambar 2. Diagram benda bebas dari pipa yang dibelokkan serta data tentang nominal massa jenis (ρ), diameter dalam pipa (D_{in}), kecepatan (u) dan sudut belokan pipa (θ) seperti Gambar 2. Gaya-gaya pada belokan pipa *hot leg* akibat aliran massa dan kecepatan aliran diperoleh seperti pada Tabel 1 dan Tabel 2. Sehingga,

hasil perhitungan gaya-gaya reaksi pada belokan pipa dapat diperoleh seperti pada Tabel 3.

Aliran air dalam arah x dan y di dalam pipa yang menumbuk dinding pipa menyebabkan terjadinya gaya internal. Akibat adanya gaya internal maka timbul tekanan internal terhadap luas penampang pipa internal. Selain gaya internal ada gaya eksternal, yaitu gaya yang berasal dari luar terhadap dinding pipa bagian luar. Gaya eksternal ini juga mengakibatkan terjadinya tekanan pada dinding luar pipa dalam hal ini terhadap luas penampang pipa bagian luar. Sehingga, tegangan aksial dapat diperoleh dari besar tekanan dalam pipa dan tekanan luar pipa terhadap dinding pipa. Dengan menggunakan metode Persamaan 8 sampai dengan 12 nilai-nilai tegangan yang terjadi pada dinding pipa adalah seperti pada Tabel 4.

Tabel 3. Gaya-gaya pada belokan pipa *hot leg* karena aliran massa dan kecepatan aliran serta akibat tekanan di dalam pipa.

Gaya akibat aliran massa dan kecepatan aliran	Nilai	Satuan
Kecepatan air (u)	14,25	m/det
Aliran massa (\dot{m})	76	kg/det
Gaya arah x (R_x)	399	N
Gaya arah y (R_y)	837	N
Resultan gaya (R)	927	N
Gaya akibat tekanan dalam pipa		
Tekanan dalam pipa (P_{in})	15,6	MPa
Gaya dalam arah x	2.816	kN
Gaya dalam arah y	5.904	kN
Resultan gaya akibat tekanan	6.541	kN
Resultan gaya dihasilkan akibat aliran fluida dan tekanan	6.542	kN

Tabel 4. Nilai-nilai nominal hasil perhitungan tegangan aksial, longitudinal, tangensial (*hoop*) dan radial.

Jenis Tegangan	Nilai	Satuan
Tegangan aksial	34,4	MPa
Tegangan longitudinal tekan	45,0	MPa
Tegangan longitudinal	79,4	MPa
Tegangan tangensial (<i>hoop</i>)	86,0	MPa
Tegangan radial	-16,3	MPa

Tabel 5. Regangan dan tegangan material pipa *hot leg* AP1000

Jenis Material	Temp. Operasi desain (°C)	Temp. Ruang (°C)	α (m/m/°C)	ϵ (m/m)	s MPa
SA376-TP316LN	343	25	$1,78 \times 10^{-6}$	$5,7 \times 10^{-4}$	98,04

Tabel 6. Hasil perhitungan berdasarkan syarat batas ASME Code Sec. III

B_1	B_2	$S_m^{[9]}$ (MPa)	$B_1 \frac{Pd_0}{2t} + B_2 \frac{d_0}{2I} M_i$	$1,5 S_m$ (MPa)
0,1494	1,7815	117,2	92,28	175,8

Perhitungan tegangan lain yang perlu diperhitungkan untuk material pipa *hot leg* adalah tegangan yang terjadi akibat beban termal. Hal ini karena temperatur operasi desain pipa *hot leg* mencapai temperatur 343°C seperti data pada Tabel 1. Dengan menggunakan Persamaan 13 dan 14 besar regangan dan tegangan termal yang terjadi pada material pipa *hot leg* seperti Tabel 5.

Berdasarkan hasil perhitungan tegangan pada Tabel 4 dan Tabel 5 diperoleh bahwa tegangan yang terjadi pada dinding pipa akibat aliran fluida maksimum untuk tegangan tangensial sebesar 86,0 MPa dan tegangan maksimal dengan memperhitungkan efek termal adalah sebesar 98,04 MPa. Untuk menjamin bahwa penggunaan belokan pipa pada *hot leg*

aman maka dilakukan perhitungan pemeriksaan dengan menggunakan standar. Nilai batas syarat tegangan maksimum yang diacu adalah ASME Code Sec III sub-section NB. Dengan menggunakan Persamaan 15 yang merupakan persamaan syarat batas yang sesuai standar ASME Code Sec III sub-section NB dapat diperoleh batas tegangan primer seperti ditunjukkan pada Tabel 6.

Setelah membandingkan hasil perhitungan syarat batas yang diperoleh pada Tabel 6 dengan hasil perhitungan Tabel 4 dan Tabel 5, diperoleh bahwa selisih nilai minimum aman tanpa mempertimbangkan faktor koreksi nilai intensitas tegangan desain yang diizinkan mencapai 19,16 MPa. Dalam hal ini,

bila nilai koresi intensitas dimasukkan maka selisih nilai aman mencapai 77,4 MPa untuk keadaan tegangan operasional paling maksimum dengan memperhitungkan efek termal. Sehingga dapat dinyatakan bahwa kondisi operasi pipa *hot leg* berdasarkan hasil analisis adalah sangat aman.

KESIMPULAN

Pipa *hot leg* PWR AP1000 beroperasi pada temperatur rata-rata 321 °C, tekanan 15,6 MPa dan kecepatan aliran air rata-rata 11,7 m/det. Air dengan temperatur tinggi mengalir pada pipa sepanjang 5.867 mm dari tangki reaktor menuju pembangkit uap. Dalam pemasangan nya pipa *hot leg* mula-mula pipa terpasang lurus dari *reactor vessel* dengan panjang 3.033 mm kemudian dibelokkan dengan sudut 51° ke arah atas dengan panjang 2.834 menuju *steam generator*. Karena air yang mengalir pada pipa *hot leg* adalah air pendingin primer yang bersifat radioaktif maka harus dihindari potensi yang dapat menyebabkan konsentrasi tegangan pada pipa. Oleh karena itu pipa dibelokkan secara langsung tanpa menggunakan sambungan *elbow* dengan las. Hal ini diatur dalam ASME *Code Section III, Sub-section NB*.

Dari hasil perhitungan tegangan diperoleh bahwa nilai tegangan maksimal pada belokan pipa *hot leg* tanpa pengaruh termal adalah tegangan tangensial sebesar 86,0 MPa, sedangkan tegangan maksimal pada belokan pipa dengan pengaruh termal adalah 98,04 MPa. Setelah dilakukan perhitungan pemeriksaan dengan menggunakan acuan ASME *Code Sec.*

III *sub-section NB* diperoleh bahwa besar tegangan operasional tersebut sangat jauh dari syarat batas tegangan aman, yaitu 175,8 MPa.

DAFTAR PUSTAKA

1. PTRKN - BATAN, *Rencana Strategik Tahun 2010-2011 Pusat Teknologi Reaktor dan Keselamatan Nuklir*, 2011.
2. Potter, M. C., Wiggert, D. C. and Ramadan B. H. , *Mechanics of Fluids*, 4th edition, Cengage Learning, USA, 2010.
3. Campagna, L. A. , *Reactor Coolant System and Connected Systems*, Chapter 5, AP1000 European Design Control Document, EPS-GW-GL-700 Revision 1, Westinghouse, USA, 2009.
4. White, F.M., *Fluids Mechanics*, fourth edition, Page 45, 227-229, Mc-Graw Hill, USA, 1997.
5. Sharma, S.C., *Strength of Materials*, Indian Institute of Technology Roorke. Tersedia di <http://www.nptel.iitm.ac.in/courses/Webcourse-contents/IIT-ROORKEE/strength%20of%20materials/homepage.htm>
6. http://www.engineeringtoolbox.com/stress-thick-walled-tube-d_949.html
7. ASME Code, *ASME Boiler & Pressure Vessel Code, III Division 1- Subsection NB: Rules for Construction Of Nuclear Facility Components*, p. 111-113, 121, USA, 2007.
8. ASME Code, *ASME Boiler & Pressure Vessel Code, II Part D: Properties (Customary) Materials*, p. 296, USA, 2010,